

Moteur à deux temps, avec turbo-compression d'échappement

Publication number: FR1478761

Publication date: 1967-04-28

Inventor: PHISTERGAARD ANDERS

Applicant: BURMEISTER & WAINS MOT MASK

Classification:

- international: **F02B37/007; F02B37/013; F02B37/02; F02B37/007;
F02B37/013; F02B37/02;**

- european: **F02B37/007; F02B37/013; F02B37/02**

Application number: FR19660059797 19660429

Priority number(s): FR19660059797 19660429

Report a data error here

Abstract not available for FR1478761

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

Moteur à deux temps, avec turbo-compression d'échappement. (Invention : Anders ØSTERGAARD.)

Société dite : AKTIESELSKABET BURMEISTER & WAIN'S MASKIN- OG SKIBSBYGGERI résidant au Danemark.

Demandé le 29 avril 1966, à 17 heures, à Paris.

Délivré par arrêté du 20 mars 1967.

(Bulletin officiel de la Propriété industrielle, n° 17 du 28 avril 1967.)

(Demande de brevet déposée au Danemark le 29 avril 1965, sous le n° 2.182/65, au nom de la demanderesse.)

L'invention concerne des moteurs à combustion interne, à deux temps, avec turbo-compression d'échappement, en particulier des moteurs Diesel et, plus particulièrement, de tels moteurs conçus pour des rendements élevés, spécialement étudiés — mais non exclusivement — pour être utilisés dans la machinerie de navires.

Pour la définir plus précisément, l'invention concerne un moteur à deux temps, avec turbo-compression d'échappement, dans lequel les organes de commande de l'admission et de l'échappement de chaque cylindre sont disposés de telle sorte que chaque cylindre fonctionne avec une période de post-échappement qui, de préférence, s'étend suffisamment dans le temps pour pouvoir servir de période de pré-échappement en marche arrière, et dans lequel les gaz d'échappement provenant de chaque cylindre du moteur sont entraînés à travers deux ou plusieurs turbines d'échappement, raccordées en série avec interposition d'un réservoir, la première de ces turbines étant reliée à un certain nombre de cylindres associés en groupes sans interférence des échappements, et fonctionnant sous une pression d'entrée très fluctuante, c'est-à-dire comme une turbine à impulsions, tandis que la seconde turbine qui, de préférence, est commune à deux ou à plusieurs de ces groupes de cylindres, est alimentée sous une pression d'entrée pratiquement constante à partir du réservoir intermédiaire et fonctionne comme une turbine à action.

Jusqu'à présent, le but recherché dans ces moteurs était de réaliser leur construction de manière à éviter dans toute la mesure du possible une décharge d'air à partir du cylindre du moteur pendant la période de post-échappement, nécessairement assez longue; à cette fin, on a proposé de régler la dimension du réservoir et le rapport entre la turbine à impulsions et la

turbine à action qui lui fait suite de manière à maintenir dans le réservoir intermédiaire une pression élevée par rapport à la pression de balayage : de la sorte, toute décharge à travers la turbine à impulsions pendant la période de post-échappement est contrecarrée, jusqu'à ce que commence la compression de l'air pour la nouvelle course active, du fait de la réduction rapide du volume du cylindre et de la surface d'échappement découverte pendant le mouvement ascendant du piston.

Dans le moteur conforme à l'invention, d'autres conceptions ont été par contre adoptées et, d'après celles-ci, l'invention consiste essentiellement en ce que le rapport entre la surface de passage de la section turbine à impulsions appartenant à un groupe de cylindres et la part de la surface de passage totale des turbines à action qui correspond à ce groupe de cylindres est choisi de telle sorte que la pression dans le réservoir intermédiaire — mesurée en surpression par rapport à la pression atmosphérique — en service sous une charge normale et à une vitesse de rotation normale, prenne une valeur qui ne dépasse pas la moitié de la pression dans le réservoir d'air de balayage, tandis que la surface de passage de la section des turbines à impulsions concernée est choisie de façon à exercer une influence essentielle sur la pression dans le réservoir d'air de balayage et, selon un mode en soi connu, à contribuer à ce que cette dernière pression prenne une valeur beaucoup plus élevée que la pression de charge qui, pour l'obtention du rendement prescrit du moteur, doit régner dans le cylindre du moteur au moment où commence effectivement la compression dans ce dernier, tandis que la période effective de post-échappement est adaptée à la surface des turbines à impulsions associées et au volume du système de tubes de raccordement à ces dernières,

de sorte que cette pression de chargement se présente pratiquement comme une conséquence d'une expansion et une décharge partielle, à travers l'organe d'échappement pendant la période de post-échappement, de la quantité d'air présente dans le cylindre à la fermeture de l'organe d'admission.

De la sorte, on jouit d'un certain nombre d'avantages en ce qui concerne la construction et le fonctionnement, avantages qui, par leur groupement, permettent d'atteindre une pression moyenne efficace très élevée, sans élévation préjudiciable de la pression maximale dans le cylindre et sans que la charge thermique sur les éléments individuels du moteur dépasse un niveau normal et admissible. Cela peut être attribué au fait que le refroidissement par étages multiples de l'air, auquel il est possible de parvenir par la compression dans les turbo-compresseurs en deux ou plusieurs étages avec un éventuel refroidissement intermédiaire, est complété par un refroidissement considérable de l'air dans le cylindre du moteur proprement dit, par suite de l'expansion qui s'y produit entre la haute pression qui règne dans le réservoir d'air de balayage et la pression de charge finale beaucoup plus basse, au commencement de la compression dans le cylindre du moteur, et au fait que cette surcompression considérable de l'air entraîné dans les cylindres du moteur permet d'appliquer une période de temps relativement petite pour l'organe d'entrée (les lumières d'air de balayage), de sorte que la période d'ouverture de ce dernier peut être beaucoup abrégée et que le temps d'ouverture de l'organe d'échappement peut être déplacé vers le bas dans une mesure correspondante si bien que l'on obtient une prolongation correspondante de la course active utile.

En outre, on parviendra, par la combinaison des différentes mesures indiquées, à une répartition favorable du travail total des turbines entre la turbine à impulsions et la turbine à action, avec une proportion convenable de ce travail sur la turbine à impulsions qui, selon l'expérience, a de moindres pertes de travail pour les charges inférieures du moteur que les turbines qui fonctionnent dans un système à action; de ce fait, on parvient à un fonctionnement plus sûr de l'ensemble de l'installation en cas de charge partielle, en marche à vide et au démarrage.

A ce propos, on remarquera que la turbine à impulsions et la turbine à action qui lui fait suite peuvent être des modèles à un ou plusieurs étages qui, selon un mode connu préféré, peuvent être assemblés en une turbine unique ou répartis entre plusieurs turbines. Le plus important est le fait que les gaz d'échappement soient utilisés dans deux opérations raccordées en série avec un réservoir intermédiaire d'égalisation de la pression, de sorte que le premier prélè-

vement d'énergie sur les gaz d'échappement soit effectué sous une pression d'entrée très fluctuant vers le premier étage de la turbine, tandis que le prélèvement d'énergie après le réservoir intermédiaire s'effectue à une pression d'entrée pratiquement constante vers l'étage de turbine correspondant.

De même, il convient de noter que le nombre des turbines à impulsions disposées en parallèle dépend du nombre des cylindres du moteur et des possibilités de groupement de ces cylindres sur des sections de turbines communes et qu'en principe il sera avantageux, dans des moteurs à plusieurs cylindres, d'utiliser une seule turbine à action ou un petit nombre de ces turbines, alimentées par le réservoir intermédiaire qui reçoit l'échappement de la totalité ou d'un bon nombre des turbines à impulsions.

Il est à remarquer également qu'il existe une certaine corrélation entre la période de temps de l'organe d'admission du cylindre du moteur et la surface de passage de la turbine à impulsions raccordée au cylindre, en ce sens qu'afin d'obtenir une certaine pression voulue dans le réservoir d'air de balayage, on peut utiliser différentes combinaisons de la période de temps concernant l'organe d'admission et de la surface de passage concernant la turbine à impulsions, une période de temps d'admission plus grande nécessitant une surface de passage de la turbine quelque peu inférieure, et *vice versa*. Comme la décharge d'air à partir du cylindre du moteur pendant le post-échappement dépend à son tour à la fois de la surface de passage de la turbine à impulsions et de la période de temps du post-échappement, il sera de ce fait toujours possible de choisir une combinaison appropriée fournissant à la fois une pression suffisamment élevée dans le réservoir d'air de balayage et une expansion et un post-échappement suffisants pendant la période de post-échappement.

Le fait qu'une partie substantielle de l'énergie d'actionnement des turbo-compresseurs provient d'une turbine qui fonctionne comme une turbine à action se traduira, en service normal, par un bon rendement en ce qui concerne l'utilisation des gaz d'échappement, et le rapport entre la surface de passage du nombre total des turbines à impulsions et la surface de passage du nombre total des turbines à action est par conséquent avantageusement choisi, selon l'invention, de sorte qu'en service sous charge normale et à une vitesse de rotation normale, la pression dans le réservoir intermédiaire s'élève au minimum à un quart de la pression dans le réservoir d'air de balayage, de sorte qu'on est assuré que la partie de l'énergie totale des turbines fournie par les turbines à action est suffisamment grande pour que les avantages du rendement supérieur de ces dernières se fassent nettement sentir dans le résultat global.

Comme on l'a précédemment mentionné, une caractéristique importante de l'invention consiste en ce que la compression, dans le cylindre du moteur, de la charge pour la course active suivante, commence à une pression, dite pression de charge, qui est notablement au-dessous de la pression pratiquement constante qui règne dans le réservoir d'air de balayage, une expansion et une décharge considérables du contenu d'air du cylindre à la fermeture de l'organe d'admission s'étant produite au cours de la période de post-échappement, jusqu'à la compression. L'effet que l'on recherche ainsi est, comme on l'a mentionné, d'une part d'être à même d'appliquer une période de temps d'admission nettement inférieure à celle qui est autrement nécessaire, d'autre part d'obtenir un refroidissement interne du cylindre en conséquence de l'expansion de la charge d'air. Selon l'invention, ces valeurs peuvent être avantageusement adaptées l'une à l'autre de sorte que cette pression de charge, c'est-à-dire la pression initiale pour la compression dans le cylindre du moteur, en service sous une charge normale et à une vitesse de rotation normale, s'élève au maximum aux trois quarts et, de préférence, aux deux tiers de la pression dans le réservoir d'air de balayage.

L'invention est illustrée par les dessins :

La figure 1 représente, schématiquement, une forme d'exécution d'un moteur à deux temps, à sept cylindres, conforme à l'invention;

La figure 2 représente une autre forme d'exécution d'un moteur analogue;

La figure 3 est une représentation graphique de la variation de la pression dans la période concernée;

La figure 4 est un diagramme de contrôle relatif à un cylindre de moteur.

La figure 1 représente de façon purement schématique un moteur Diesel à deux temps, à sept cylindres, ceux-ci ayant été désignés par 1 à 7. Par des pipes aussi courtes que possible et présentant un volume aussi réduit que possible, les organes d'échappement des cylindres, non représentés, sont raccordés par groupes aux turbo-compresseurs d'échappement 8 et 9 dont les parties turbine 10 et 12 fonctionnent comme des turbines à impulsions, chacune d'entre elles entraînant une partie compresseur, 11 et 13 respectivement. A partir des turbines 10 et 12, les gaz d'échappement sont conduits par des pipes dans un réservoir intermédiaire 14 qui est dimensionné de telle sorte qu'il y règne une pression sensiblement constante. A partir du réservoir intermédiaire 14, les gaz d'échappement traversent un turbo-compresseur d'échappement 15, dont la partie turbine 16 fonctionne comme une turbine à action et décharge les gaz d'échappement dans l'atmosphère, de préférence à travers une chaudière à vapeur d'échappement et un silencieux, selon le mode usuel. La partie com-

presseur 17 du turbo-compresseur d'échappement 15 aspire l'air de l'atmosphère et décharge l'air comprimé, par l'intermédiaire de refroidisseurs intermédiaires 18, aux deux parties compresseur 11 et 13 qui travaillent en parallèle et effectuent une nouvelle compression de l'air, pour le distribuer, avec interposition d'un refroidisseur intermédiaire 19, dans le réservoir d'air de balayage 20 du moteur.

La forme d'exécution du moteur représenté sur la figure 2 diffère de celle de la figure 1 par le fait que les turbo-compresseurs 8 et 9 constituent le premier étage de compression, tandis que le turbo-compresseur à action 15 constitue le second étage de compression de l'air.

Le diagramme de contrôle relatif à chaque cylindre du moteur est reproduit sous sa forme habituelle sur la figure 4, les courbes U et S représentant les surfaces de passage des organes d'échappement du cylindre et de son organe d'admission (en général, les lumières d'air de balayage) qui sont découvertes à un moment quelconque. Selon le mode usuel, les courbes U et S sont dressées par report des surfaces de passage en ordonnées, sur un axe des abscisses qui correspond à la position en degrés du vilebrequin, relevée de part et d'autre du point mort bas BDP. Il est visible que, dans l'exemple représentant les surfaces de passage des organes trique par rapport à BDP, de sorte que le moteur en question fonctionnera exactement de la même manière dans les deux sens de rotation.

Sur le diagramme de la figure 4, on remarquera tout particulièrement qu'il a été possible de limiter la durée de la période d'ouverture des lumières d'air de balayage à un total de 60 degrés seulement, en une disposition symétrique par rapport à BDP.

Sur le diagramme de la figure 3, l'axe des abscisses représente encore la position du vilebrequin, relevée en degrés des deux côtés de BDP, tandis que les ordonnées indiquent les pressions en valeur absolue, l'axe des abscisses correspondant à la ligne atmosphérique.

La pression dans le réservoir d'air de balayage est, à ce point de vue, considérée comme constante et est représentée par la ligne horizontale p_s , tandis que la pression dans le réservoir intermédiaire entre les deux turbines d'échappement raccordées en série peut être de même considérée comme constante et a été représentée par la ligne horizontale p_M .

La pression dans le cylindre est représentée par la courbe p_c , tandis que la pression dans la pipe d'échappement avant l'admission dans la turbine à impulsions est représentée par la courbe p_v .

Les temps d'ouverture et de fermeture de l'organe d'échappement et de l'organe d'admission sont indiqués sur l'axe des abscisses et

sur la ligne p_M selon les valeurs indiquées dans la figure 4.

Il ressort du diagramme que la pression p_U qui, au commencement de la période en question, correspond à la pression constante p_M dans le réservoir intermédiaire, dès que l'organe d'échappement commence à s'ouvrir, s'élève selon une forte pente pendant la période de pré-échappement et, au milieu de cette période environ, a atteint pratiquement la même valeur que la pression p_C qui règne au même moment dans le cylindre, pression dont la chute brusque est alors retardée quelque peu et suit une moindre pente.

Pendant le reste de la période de pré-échappement, les pressions p_U et p_C varient très parallèlement et coupent la ligne de pression p_S — pression dans le réservoir d'air de balayage — au moment environ où les lumières d'air de balayage sont ouvertes.

Dans la période de balayage proprement dite, tandis que les lumières d'air de balayage sont ouvertes, l'air relativement très comprimé qui provient du réservoir d'air de balayage pénètre dans le cylindre et chasse le reste des gaz qui s'y trouve par l'organe d'échappement, la pression dans le cylindre restant très voisine de la pression dans le réservoir d'air de balayage, dont elle ne diffère que d'une chute de pression quasiment négligeable à travers les lumières d'air de balayage, chute de pression qui peut être maintenue basse, aussi bien en valeur absolue qu'en valeur relative, du fait que la quantité nécessaire d'air est fortement comprimée et a par conséquent un volume réduit en conséquence et une vitesse de passage abaissée en conséquence à travers les lumières.

Vers la fin de la période de balayage, au moment où la surface des lumières d'air de balayage décroît rapidement, la pression dans le cylindre tend à tomber, du fait de l'expansion du contenu du cylindre vers l'extérieur par les orifices d'échappement encore ouverts, et cela continue après la fermeture des lumières d'air de balayage, dans la période de post-échappement proprement dite, quand la pression dans le cylindre, du fait de la décharge permanente de l'air présent dans le cylindre continue à s'abaisser vers une valeur minimale qui est atteinte à un moment où le volume du cylindre a, une fois de plus, commencé à décroître rapidement et surmonte la décharge à travers la surface de passage de l'organe d'échappement qui décroît rapidement en même temps. La pression minimale ainsi atteinte dans le cylindre du moteur s'élève, dans l'exemple représenté, à 55-60 % de la pression dans le réservoir d'air de balayage et représente naturellement la pression de charge à partir de laquelle débute effectivement la compression pour le cycle de travail suivant dans le cylindre.

Les valeurs relatives des pressions p_S dans le réservoir de balayage et p_M dans le réservoir intermédiaire sont déterminées par le dimensionnement relatif de la turbine à impulsions et de la turbine à action qui lui fait suite et, dans l'exemple représenté, elles sont réglées de sorte que la pression dans le réservoir intermédiaire s'élève aux deux cinquièmes de la pression dans le réservoir d'air de balayage. Une partie notable de l'énergie des gaz d'échappement est donc utilisée dans la turbine à action, tandis que la partie utilisée dans la turbine à impulsions s'élève à une partie de l'énergie globale suffisamment grande en proportion pour que le meilleur effet de la turbine à impulsions aux charges faibles soit nettement perceptible quand le moteur tourne sous charge partielle.

L'invention n'est pas liée aux exemples de formes d'exécution représentés et décrits : il est possible de choisir à volonté le type, les dimensions et le nombre des cylindres et cela s'applique également au dimensionnement relatif et absolu des éléments individuels, dans le cadre fixé dans le résumé annexé. Il s'est avéré possible, par application des principes de l'invention, de construire des moteurs Diesel marins directement réversibles, de grande dimension, pour des pressions moyennes efficaces susceptibles d'atteindre 15 kg/cm², sans aucune difficulté d'importance en ce qui concerne les pressions maximales résultantes et les charges thermiques, et avec une économie de carburant qui est au moins du même niveau que celle des moteurs traditionnels antérieurs.

RÉSUMÉ

1° L'invention concerne un moteur à combustion interne à deux temps, avec turbo-compression d'échappement, dont la période de post-échappement s'étend, de préférence, suffisamment pour pouvoir servir de période de pré-échappement en marche arrière, et présentant deux ou plusieurs turbines d'échappement reliées en série et un réservoir intermédiaire, la première turbine étant reliée à un certain nombre de cylindres associés en groupes, sans interférence des échappements et fonctionnant sous une pression d'entrée très fluctuante (comme une turbine à impulsions), tandis que la seconde turbine, qui est de préférence commune à deux ou plusieurs des groupes de cylindres, est alimentée sous une pression d'entrée pratiquement constante à partir du réservoir intermédiaire, fonctionnant comme une turbine à action, ce moteur étant caractérisé par le fait que le rapport entre la surface de passage de la section turbine à impulsions associée à un groupe de cylindres et la part de la surface de passage totale des turbines à action, correspondant à ce groupe de cylindres, est choisi de sorte que la pression dans le réservoir intermédiaire (mesurée comme sur-

pression par rapport à la pression atmosphérique), en service sous une charge normale et à une vitesse de rotation normale, prene une valeur qui s'élève au maximum à la moitié de la pression dans le réservoir d'air de balayage, tandis que la surface de passage de la section turbine à impulsions concernée est choisie de sorte qu'elle exerce une influence essentielle sur la pression dans le réservoir d'air de balayage et, selon un mode en soi connu, contribue à ce que cette dernière prene une valeur qui soit nettement supérieure à la pression de charge qui, pour l'obtention de l'effet prescrit du moteur, doit régner dans le cylindre au commencement réel de la compression dans ce dernier, tandis que la période effective de post-échappement est adaptée à la surface de la turbine à impulsions associée et au volume du système de pipes de raccordement à cette dernière de sorte que cette pression de charge se présente pratiquement comme une conséquence d'une décharge partielle, à travers l'organe d'échappement dans

[1.7.10.101]
la période de post-échappement, de la quantité d'air présente dans le cylindre à la fermeture de l'organe d'admission.

2° Le rapport entre la turbine à impulsions et la turbine à action est choisi de sorte que la pression dans le réservoir intermédiaire s'élève au moins à un quart de la pression dans le réservoir d'air de balayage.

3° Les valeurs mentionnées sont adaptées les unes aux autres, de sorte que la pression minimale dans le cylindre pendant la période de post-échappement (pression de charge) s'élève au maximum aux trois quarts et, de préférence, aux deux tiers de la pression dans le réservoir d'air de balayage.

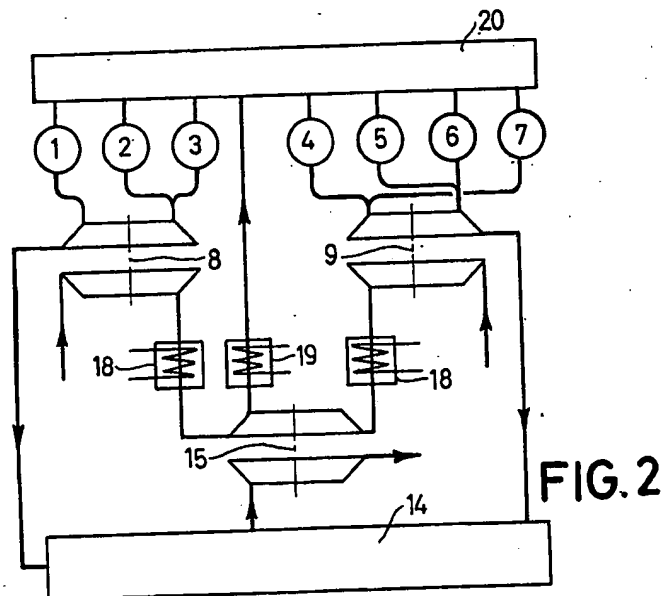
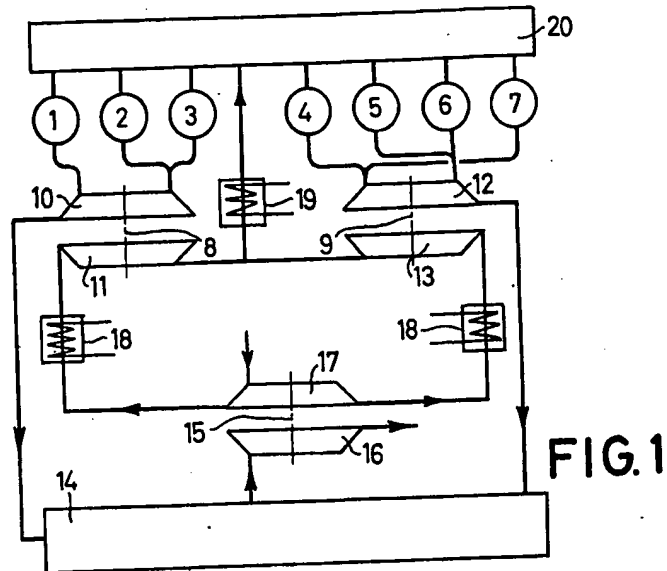
Société dite :

AKTIESELSKABET BURMEISTER

& WAIN'S MASKIN- OG SKIBSBYGGERI

Par procuration :

PLASSERAUD, DEVANT, GUTMANN, JACQUELIN, LEMOINE



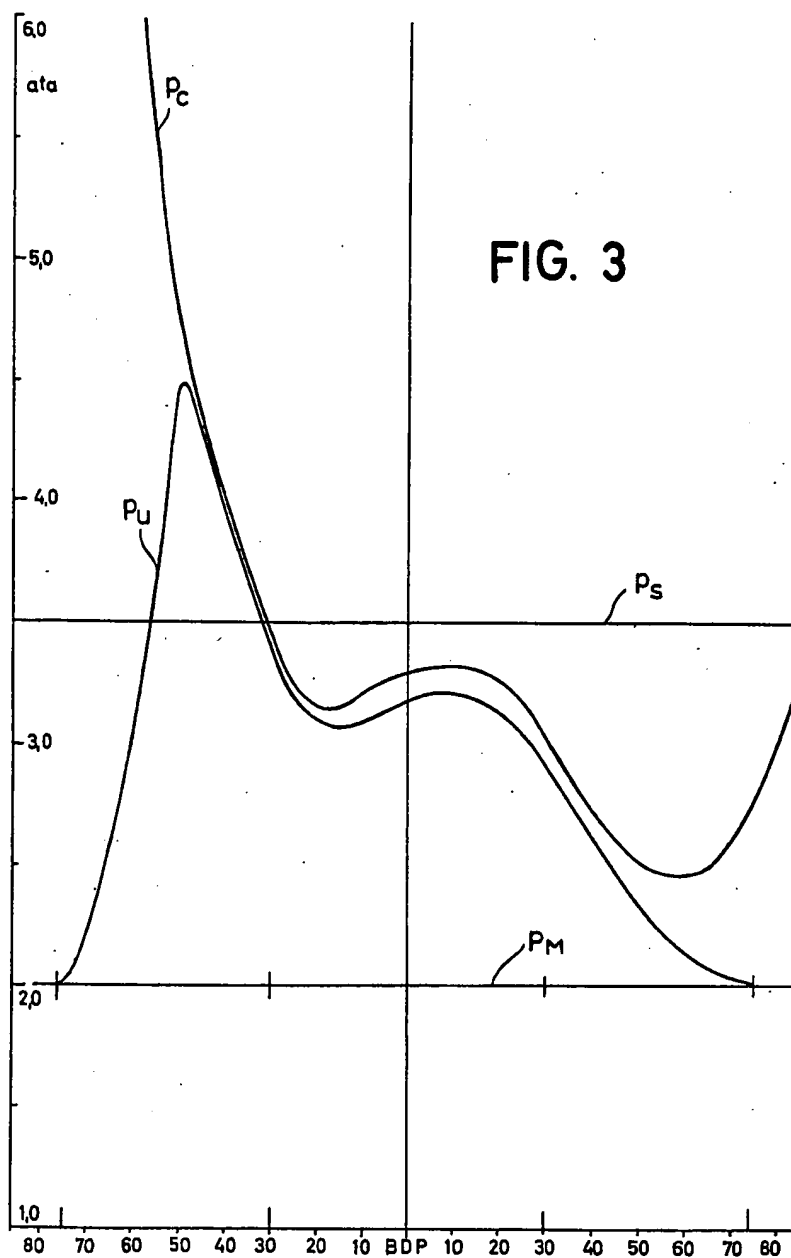


FIG.4

